

# 繊維強化樹脂歯車のアブレシブ摩耗予測に関する取り組み

## Predicting abrasive wear of reinforced thermoplastic spur gears

エンバリオジャパン（正）\*織田 隼人（正）川上 泰孝 Envalior（非）Benjamin van Wissen

Hayato Oda\*, Yasutaka Kawakami\*, Benjamin van Wissen\*\*

\*Envalior Japan K.K., \*\*Envalior B.V.

### 1. 本研究の概要

エンバリオ社の材料ポートフォリオにおいて、ポリアミド 46 樹脂(Stanyl®)は、機械的安定性、優れた耐摩耗性、低摩擦性を有し、高性能熱可塑性樹脂歯車として長年の市場実績を有している。これらの優れた材料特性を歯車用途で最大限に引き出すためには、設計・開発段階での摩擦・摩耗特性の予測が極めて重要であるが、材料物性に基づいて実際の歯車挙動を正確に予測することは容易ではない。

2017 年、Kanters ら<sup>1)</sup>は、ガラス繊維強化ポリアミド 46 樹脂について、同社の Disc-to-Disc（以下、D2D）試験法で得られた摩耗係数を基にした実歯車の摩耗量予測を試みた。しかし、予測値と実測値には大きな乖離があり、繊維強化樹脂歯車の摩耗量の予測には、材料の非線形挙動や繊維配向の影響を的確に考慮する必要があると報告した。

さらに 2019 年、Van Wissen ら<sup>2)</sup>は非強化ポリアミド 46 樹脂に対し、D2D 試験から得られた摩耗係数を Archard の法則<sup>3)</sup>に適用し、N サイクル後の歯面の累積摩耗深さ  $\Delta h$  を以下の式で予測可能であると報告した。

$$\Delta h(N, p, s) = k \cdot \int_a^b p \Delta s dt \cdot N \quad (1)$$

ここで、 $k$  は材料固有の摩耗係数、 $p$  は接触圧力、 $\Delta s$  は滑り距離、 $a, b$  は噛み合い開始・終了時刻を示す。式(1)は摩耗深さを正確に予測するためには、磨耗係数  $k$  と接触圧力  $p$  の精密な算出が不可欠であることを示唆している。

本研究では、上記の手法を基に繊維強化樹脂歯車における摩耗量の予測手法を構築し、その妥当性を評価した。

### 2. 実験方法

#### 2.1 使用材料

各試験には、30 wt%ガラス短繊維強化ポリアミド 46 樹脂を用いた。試験は成形直後の絶乾状態から開始した。

#### 2.2 樹脂歯車による摩耗試験

樹脂歯車は、中心に 1 点ゲートを持つ射出成形金型で成形し、シャフト取付用の後加工を施した。歯車形状は VDI 2736 サイズ 1（モジュール 1 mm、歯数 39、圧力角 20°、歯先丸め半径 0.08 mm）に準拠しており、中心距離は  $38.45 \pm 0.02$  mm、バックラッシュは最大 0.217 mm/最小 0.075 mm となるよう調整した。試験は 80°C および 140°C の環境下で行い、歯面温度が環境温度と一致するよう温度制御を行った。1400 rpm、2.0 Nm の無潤滑条件下で、同一歯車（ギア比 1:1）を用いた 3 回の繰返し試験を実施し、歯面の摩耗量を計測した。

#### 2.3 D2D 試験法による摩耗試験

D2D 試験体は、外径 43 mm、幅 8.5 mm の中空金属円筒の外周に、厚さ 2.8 mm の樹脂をオーバーモールドして作製した。試験は無潤滑下で行い、ディスクの回転速度はそれぞれ 0.3 m/s および 0.2 m/s とし、相対滑り速度を 0.1 m/s とした。法線荷重を 100~1000 N の範囲で設定し、累積滑り距離と摩耗深さを測定した。なお、D2D 試験体と樹脂歯車は、繊維の主要配向方向と滑り方向が一致しており（Fig. 1）、比較可能な条件となっている。

### 3. 摩耗量の予測

#### 3.1 接触圧力の算出

本研究で用いた材料は、非線形・粘弾塑性かつ異方性を有するため、接触圧力を精緻に算出するには高度な有限要素法（以下、FEM）解析が必要である。特に繊維配向の異方性の影響として、繊維配向と平行な荷重に対しては剛性

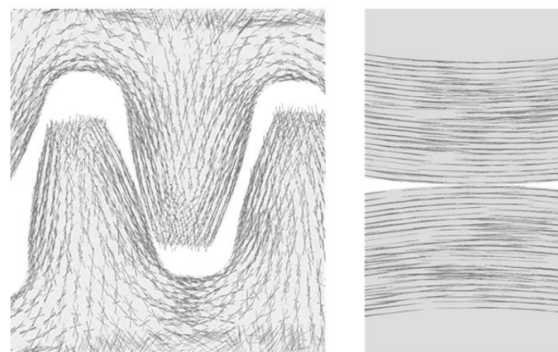


Fig.1 Predicted fiber orientation in the gears (left) and discs of the D2D (right) by Moldflow

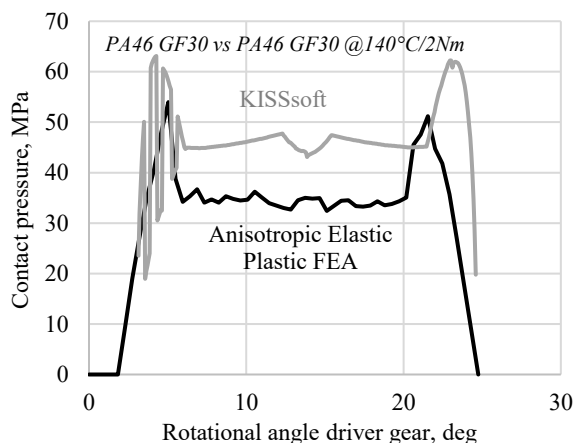


Fig.2 Predicted contact pressures on tooth flank during one mesh cycle

が高く、垂直な方向では剛性が低い。これらを反映するため、樹脂歯車の繊維配向情報を Moldflow にて算出後、Digimat-Abaqus を用いて繊維配向の異方性を考慮した FEM 解析により 1 かみあいサイクル全体の接触圧力を算出した。

比較として、KISSsoft により VDI 2736 Method C および Loaded Tooth Contact Analysis (LTCA) に基づいた等方性モデルによる接触圧力も算出した。Figure 2 に両手法の比較結果を示す。両者の間に明確な差異が確認された。

### 3.2 摩擦係数の算出

摩擦係数は Archard の法則に基づき、D2D 試験で得た摩擦量と繊維配向の異方性を考慮した FEM 解析による接触圧力から算出した。比較として、等方性仮定による FEM 解析も実施し、異方性の影響を検証した結果を Fig. 3 に示す。歯車の場合と同様に、異方性の有無により算出される接触圧力に明確な差異が確認された。

D2D 試験における摩擦量と繊維配向の異方性を考慮した FEM 解析による接触圧力から算出した 80°Cにおける摩擦係数を Fig.4 に示す。図中のプロットは実測値であり、実線は機械学習モデルの出力である。このモデルでは、ポリアミド 46 の複数の材料に対して得られた D2D 試験結果を、温度、接触圧力、ガラス繊維含有率の 3 因子を特徴量として学習させている。Figure 4 に示すように、摩擦係数は接触圧力に強く依存し、30 MPa を超える領域では急激な増加がみられる。これは、低圧下では微細突起によるアプレシブ摩擦が支配的であるのに対し、高圧下では局所的な塑性変形によるプラウイング（掘削）摩擦が顕著になるためと考えられる<sup>4)</sup>。

これらを踏まえ、摩擦モデル(式(1))の摩擦係数に接触圧力依存性を加えた

$$\Delta h(N, p, s) = \int_a^b k(p) p \Delta s dt \cdot N \quad (2)$$

式(2)を用いて、繊維強化樹脂歯車の摩擦予測を行った。

### 3.3 歯面の摩擦量予測

繊維配向の異方性を考慮した FEM 解析により得た接触圧力分布および滑り距離分布をもとに、式(2)により歯面の摩擦量を算出した。Figure 5 にその予測結果と実測値を示す。予測値と実測値との差異は、今回検証に用いたポリアミド 46 樹脂のガラス転位温度付近である 80°C環境下で 2.5 倍程度であり、140°C環境下ではさらに差異が小さい。最大 10 倍の予測差異が発生していた Kanters ら<sup>1)</sup>の報告と比較して、摩擦予測精度が大幅に向上したことが確認された。

## 4 結論と今後の展望

本研究により、繊維強化樹脂歯車の摩擦予測には繊維配向の異方性を考慮した接触圧力の精密な算出と、摩擦係数への圧力依存性導入が有効であることが明らかとなった。

今後はグリース潤滑下の摩擦挙動の予測にも対象を拡張し、更なる樹脂歯車の摩擦予測技術確立を目指す。

## 5 文献

- 1) M. Kanters et al. : Conference Proceeding; International Conference of High Performance Plastic Gears(2017)
- 2) B. van Wissen et al. : Conference Proceeding, International Conference of High Performance Plastic Gears(2019)
- 3) J.F. Archard : J. Appl. Phys. 24(1953) 981-988
- 4) Straffellini : G. Wear Mechanisms (2015)

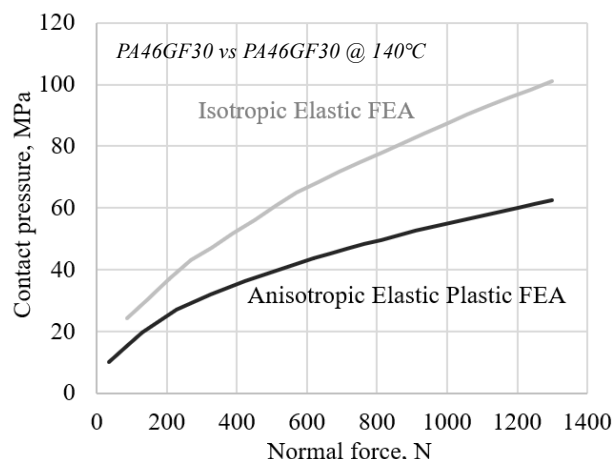


Fig.3 Predicted contact pressures on the disc surface

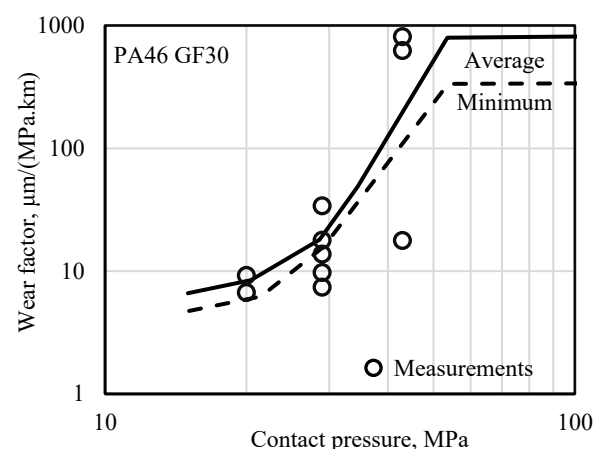


Fig.4 Measured and predicted wear factors on the D2D setup at 80°C

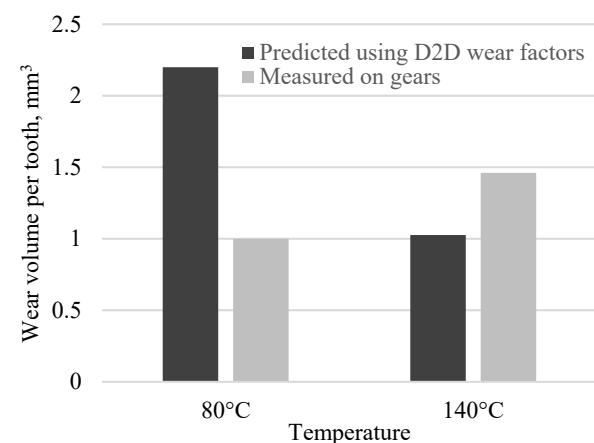


Fig.5 Resulting predicted and measured wear volumes for the gears at 80°C and 140°C